LUCRAREA 14

ANGRENAJE MELCATE. RANDAMENT. FORȚE

1.Scopul lucrării

Determinarea forțelor dezvoltate la transmiterea puterii printr-un angrenaj melcat.

2.Elemente teoretice

2.1. Pierderi prin frecare şi randamentul reductorului melcat

La ieşirea dintr-o transmisie mecanică puterea va avea valoarea P_e, evident inferioară puterii de intrare P_i:

$$P_e = P_i \cdot \eta_t$$

unde: η_t - este randamentul global al transmisiei.

Într-o transmisie şurub melc - roată melcată ponderea decisivă în stabilirea valorii randamentului global o are valoarea relativ mică, (0,65....0,85), a randamentului angrenajului melcat. Valorile mari ale puterii pierdute în procesul de angrenare sunt determinate de două particularități ale angrenajului melc - roată melcată:

- valorile foarte ridicate ale vitezei de alunecare dintre flancuri, figura 1;
- regimul de lubrificație mixt dintre flancuri care generează valori ridicate pentru coeficientul de frecare şi implicit valori mari pentru forțele de frecare.

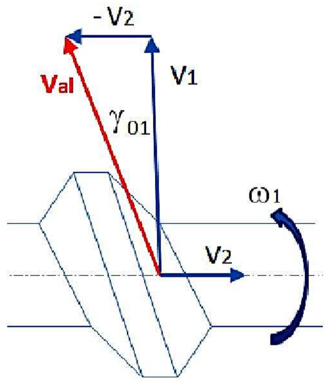


Fig. 1 *Vitezele periferice ale flancurilor şi viteza de alunecare*

$$V_{al} = V_1/\cos(\gamma_{01}) \quad (1)$$

Viteza de alunecare dintre flancuri este deci superioară în modul vitezei periferice a melcului.

Considerând melcul ca fiind un şurub şi roata melcată piuliţa, randamentul se calculează similar cu relaţia randamentului asamblării şurub-piuliţă, particularizată cu notaţiile geometrice ale angrenajului melcat:

$$\eta_a = \frac{tg(\gamma_{01})}{tg(\gamma_{01}+\varphi)} \quad (2)$$

unde: $tg(\gamma_{01}) = \frac{z_1}{q}$,

φ - unghiul de frecare care se calculează cu relaţia (3) sau se alege din figura 2 (μ=tg(φ)), [1], în funcţie de tipul prelucrării finale a flancului melcului şi de viteza de alunecare.

$$\varphi = 0,016 \cdot \ln(v_{al}) + 0,059 \text{ [rad]} \quad (3)$$

unde: v_{al} - viteza de alunecare dintre flancuri exprimată în m/s

$$v_{al} = \frac{\pi \cdot d_{01} \cdot n_1}{60 \cdot \cos(\gamma_{01})} \text{ [m/s]} \quad (4)$$

unde: d_{01} - diametrul de referinţă al melcului, n_1 - turaţia melcului.

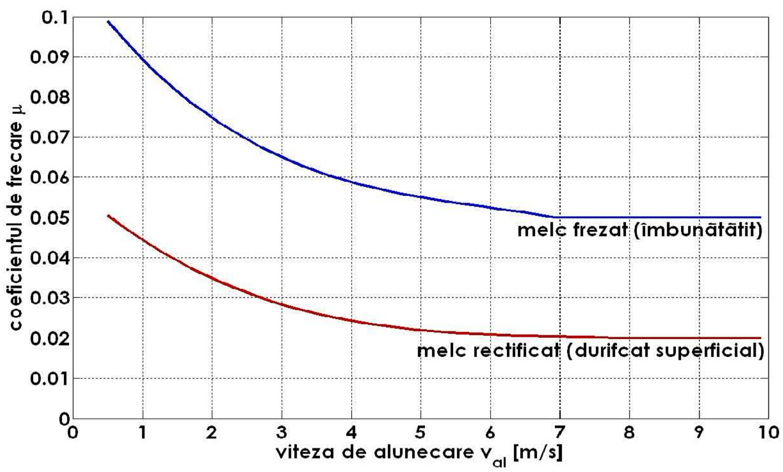


Fig. 2 *Coeficientul de frecare la angrenajele melcate*

2.2. Forţe în angrenajul melcat

Pentru determinarea forţelor care acţionează într-un angrenaj melcat se procedează ca la oricare angrenaj cu dinţi înclinaţi, considerând forţele concentrate în punctul de contact şi o secţiune normală pe dinte după care acţionează forţa normală pe dinte F_{n1}, care se descompune în forţa radială F_{r1} şi forţa tangenţială normală F_{tn1}, figura 3.

La această forţă F_{tn1} se adună forţa de frecare F_{f1}, [2], care în cazul angrenajului melcat are o importanţă mare, obţinând rezultanta Q_1. Pentru a obţine componenta tangenţială, rezultanta Q_1 se descompune în forţa tangenţială F_{t1} şi în forţa axială F_{a1}. În acest fel, din componentele forţa normală pe dinte F_{n1} şi forţa de frecare F_{f1}, au fost obţinute componentele F_{t1}, F_{r1} şi F_{a1}, dintre care numai componenta tangenţială participă la crearea momentului de torsiune şi evident poate fi determinată din această condiţie de transmitere a puterii.

Din poziţionarea melcului faţă de roata melcată şi aplicând egalitatea dintre acţiune şi reacţiune rezultă relaţiile de egalitate:

$$F_{r1} = F_{r2}, \qquad F_{t2} = F_{a1}, \qquad F_{a2} = F_{t1} \tag{5}$$

Forţa tangenţială trebuie să creeze un moment care să învingă momentul rezistent:

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_{02}}, \tag{6}$$

$$\text{iar } T_2 = \frac{P_2}{\omega_2}, \quad P_2 = P_1 \cdot \eta_t, \quad \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30}, \quad n_2 = n_1 / i \tag{7}$$

P_2 - puterea la ieşire, W;

T_2 - momentul de torsiune care trebuie transmis, N·m;

n_2 - turaţia la ieşire, rpm.

$$F_{t1} = F_{a1} \cdot tg(\gamma_{01} + \varphi) \tag{8}$$

$$F_{tn1} = Q \cdot \cos(\varphi) = \frac{F_{a1} \cdot \cos(\varphi)}{\cos(\gamma_{01} + \varphi)} \tag{9}$$

$$F_{n1} = \frac{F_{tn1}}{\cos(\alpha_{0n})} \tag{10}$$

$$F_{r1} = F_{tn1} \cdot tg(\alpha_{0n}) \tag{11}$$

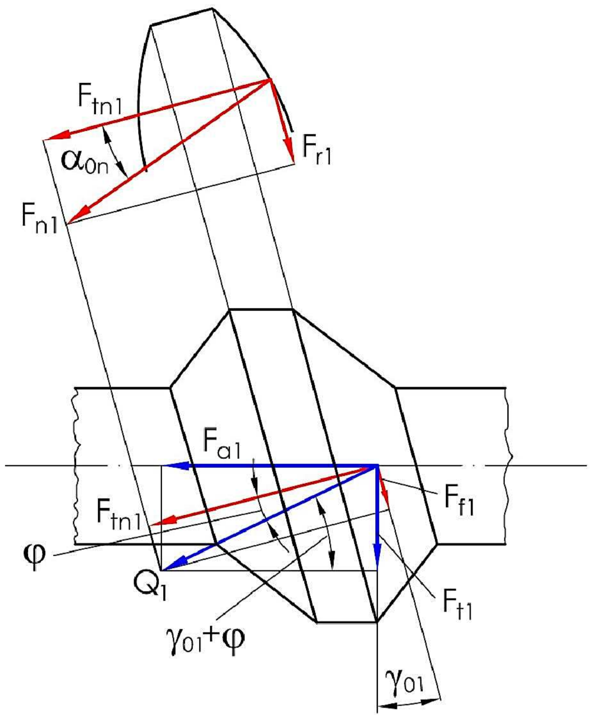


Fig. 3 *Forțe dezvoltate în angrenajul melcat*

3. Modul de lucru

1) Se realizează schița angrenajul melcat şi se reprezintă forțele de contact dintre dinții roților angrenajului;
2) Se consideră elementele geometrice ale danturii, măsurate şi calculate la Lucrarea 13 „*Reconstituirea elementelor geometrice ale unui angrenaj melcat*";
3) Se calculează randamentul angrenajului melcat.
4) Se calculează turația şi puterea electromotorului în funcție de turația şi puterea solicitate la ieşirea reductorului;
5) Se determină forțele din angrenaj.

Bibliografie

1. Crețu, S., Hagiu, Gh., Grigoraş, Ş., Leohchi, D., Hantelmann, M., Bălan, R., 1992, *Proiectarea angrenajelor*, Rotaprint, Universitatea Tehnică, Iaşi.
2. Gafițanu, M., Crețu, S., Pavelescu, D., ş.a., 1983, *Organe de maşini*, vol. II, Editura Tehnică, Bucureşti.